

2. Налимов В.В., Чернова П.А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. - М.: Наука, 1965. - 430 с.

3. Монтгомери Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных. - М.: Мир, 1981. - 520 с.

4. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование при поиске оптимальных условий. - М.: Наука, 1976. - 279 с.

УДК 681.518.54.002.5

В.В. Смирнов

ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА И ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ПРИВОДА ГОРНЫХ МАШИН

Перелічено у хронологічній послідовності етапи формування і проблеми підвищення надійності гірничих машин. Класифіковано за групами задачі технічної діагностики. Запропоновано математичну модель крутильних і лінійних коливань у зубчатій передачі приводу. Дано опис системи технічної діагностики приводу гірничих машин. Іл. 2. Бібліогр.: 5 найм.

Этапы формирования и проблемы повышения надежности горных машин

Надежность горных машин, в частности их привода, с хронологической точки зрения формируется на нескольких этапах: закладывается при проектировании, реализуется качественным изготовлением и монтажом, сохраняется и поддерживается в эксплуатационный период. Основные проблемы на первом этапе сводятся к сложности учета динамического характера нагрузок, распределяемых между проектируемыми элементами горных машин. При этом активным и решающим фактором является принятие мер по снижению виброактивности путем гашения вынужденных колебаний и подавления источников их возбуждения. Высокий уровень машиностроения, а также применение систем технологического и приемочного контроля обеспечивают надежность машин на этапе изготовления. Основные проблемы качества монтажа связаны с его недостаточным в настоящее время техническим и методологическим

обеспечением. Узким местом на этапе эксплуатации является слабо развитая систем организации планово-предупредительных ремонтов и технической диагностики.

Общие проблемы этапов формирования надежности горных машин состоят в разработке научных основ, а также способов и систем технической диагностики (ТД), использующих объективные и высокоинформативные параметры. Опыт теоретических и экспериментальных исследований [1] показывает, что одним из таких параметров может служить вибросигнал: с одной стороны, обусловленный определяющим надежностью фактором - динамическими процессами, с другой стороны, объективно отражающий техническое состояние оборудования.

Обоснование объекта ТД, его динамическая и математическая модели.

Опыт эксплуатации горных машин свидетельствует, что наиболее уязвимыми в аварийном отношении узлами привода являются редукторы [2]. По данным хронометрических наблюдений на их долю приходится до 55 % времени простоев машин из-за поломок.

Анализ зубчатого привода как объекта ТД выявляется три группы задач - задачи диагностики качества изготовления, качества монтажа и оценки состояния привода в эксплуатационный период. Решение каждой из них начинается с разработки математической модели так называемого "работоспособного" состояния привода оборудования.

Проведенная физико-математическая идеализация позволяет представить динамическую модель каждой зубчатой пары редуктора в виде двух абсолютно жестких зубчатых колес. Колеса установлены в упругих в радиальных направлениях опорах и соединены между собой элементами, имитирующими жесткость и демпфер зубчатого зацепления колес. Вращение обеспечивается крутящими моментами: M_1 - вращающим моментом и M_2 - моментом сопротивления.

Математическое описание вынужденных колебаний пары зубчатых колес имеет вид системы дифференциальных уравнений:

для крутильных колебаний φ_i

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 = -k(\omega)z_3 - c(t)z_3 + M_1 - F_{\Sigma}(t)r_1, \\ J_2 \ddot{\phi}_2 = k(\omega)z_3 + c(t)z_3 - M_2 + F_{\Sigma}(t)r_2, \end{cases} \quad (1)$$

для линейных колебаний вдоль линии зацепления

$$\begin{cases} m_1 z_1 + k_1(\omega)z_1 + k(\omega)z_3 + c_1 z_1 + c(t)z_3 = -F_{\Sigma}(t), \\ m_2 z_2 + k_2(\omega)z_2 - k(\omega)z_3 + c_2 z_2 - c(t)z_3 = F_{\Sigma}(t), \end{cases} \quad (2)$$

где J_i , r_i , m_i , z_i - соответственно момент инерции, радиус основной окружности, масса и линейное смещение зубчатых колес ($i=1,2$); $k(\omega)$, $c(t)$ - соответственно коэффициент демпфирования и жесткость зубчатого зацепления; $k_i(\omega)$, c_i - соответственно коэффициент демпфирования и жесткость опор ($i=1,2$); $z_3 = (z_1 + \varphi_1 r_1) - (z_2 + \varphi_2 r_2)$ - деформация зубчатого зацепления; $F_{\Sigma}(t)$ - суммарная возмущающая сила.

Состав силы $F_{\Sigma}(t)$ зависит от вида задач ТД и включает для математических моделей "работоспособного" состояния зубчатой передачи в задачах ТД качества изготовления

$$F_{\Sigma}(t) = F_{\kappa u} = F_c + F_y, \quad (4)$$

где F_c , F_y - возмущающие силы соответственно параметрического и силового возбуждения [3];

в задачах ТД качества монтажа

$$F_{\Sigma}(t) = F_{\kappa m} = F_{\kappa m} + F_{\Delta} + F_e, \quad (5)$$

где F_{Δ} , F_e - возмущающие силы, обусловленные соответственно ошибками основного шага и эксцентриситетом зубчатых колес;

в задачах ТД состояния привода во время эксплуатации

$$F_{\Sigma}(t) = F_{\kappa m} + F_{\varepsilon} + F_n, \quad (6)$$

где F_{ε} , F_n - возмущающие силы, обусловленные соответственно эллиптичностью и перекосом осей зубчатых колес.

Структура и варианты реализации системы ТД

Для задач ТД привода горных машин в качестве информационных могут быть использованы зубцовые и оборотные частоты зубчатой передачи, а также их высшие гармоники. Анализ амплитудного состава вибросигнала при разных технических состояниях привода выявляет

информационный параметр ТД - изменение среднего значения амплитуды вибросигнала на информационных частотах

$$\Delta m_i = m_{i1} - m_{i2}, \quad (7)$$

где $m_{ik} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \alpha_{ikj}$ - оценка математического ожидания амплитуд α_{ik} вибросигнала на i -ой информационной частоте при k -том техническом состоянии ($k=1,2$); N - количество повторных измерений.

Устройство ТД, реализующее объективный способ технического диагностирования привода в динамическом режиме, синтезировано в аналоговом и цифровом вариантах [4]. Его структурная схема приведена на рис. 1 и включает комплект вибродатчиков, усилитель, блок фильтрации информационных сигналов и устройство связи с оператором.

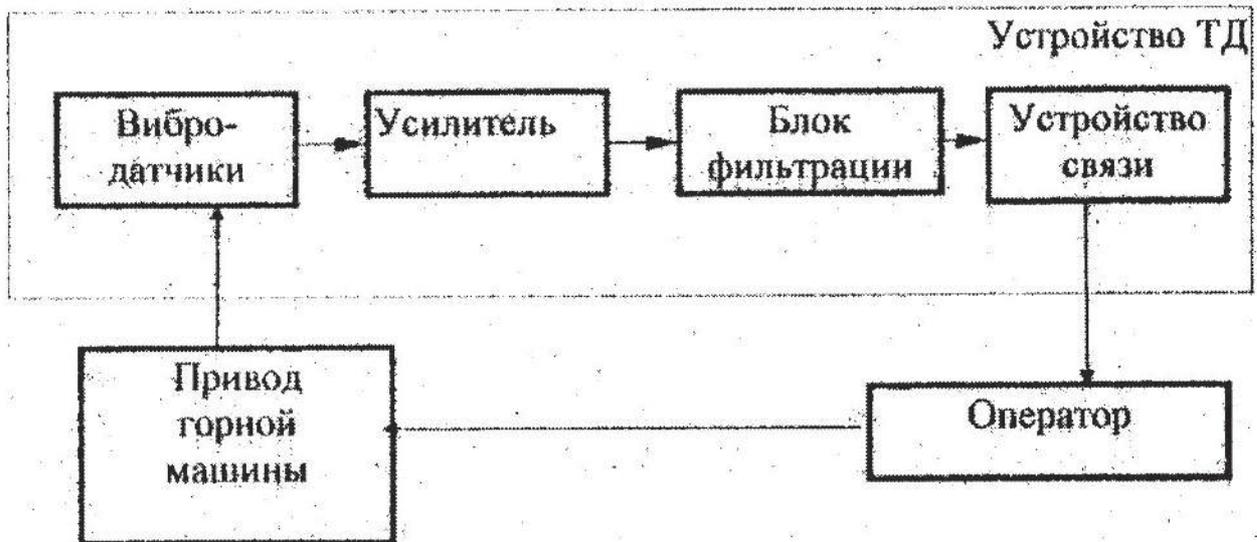


Рис. 1 Структурная схема устройства ТД привода горных машин

Входящая в оба варианта устройства виброизмерительная аппаратура ВИБ-6ТН выпускается серийно и предназначена, в частности, для измерений виброускорений. В ней механические колебания привода воспринимаются датчиком ускорений ДУ-5С и преобразуются в пропорциональный электрический сигнал. Генераторно-усилительный блок аппаратуры усиливает его и подает на вход блока фильтрации.

В аналоговом варианте устройства блок фильтрации имеет несколько параллельных каналов для выделения сигналов различных информационных частот. Принципиальная электрическая схема канала фильтрации построена на операционных микросхемах К284 УД1. В качестве устройства связи с оператором используется вторичный прибор, показывающий в аналоговом виде значения информационных сигналов.

Для второго варианта устройств разработан алгоритм и программное обеспечение цифровой фильтрации (рис. 2). Его первая

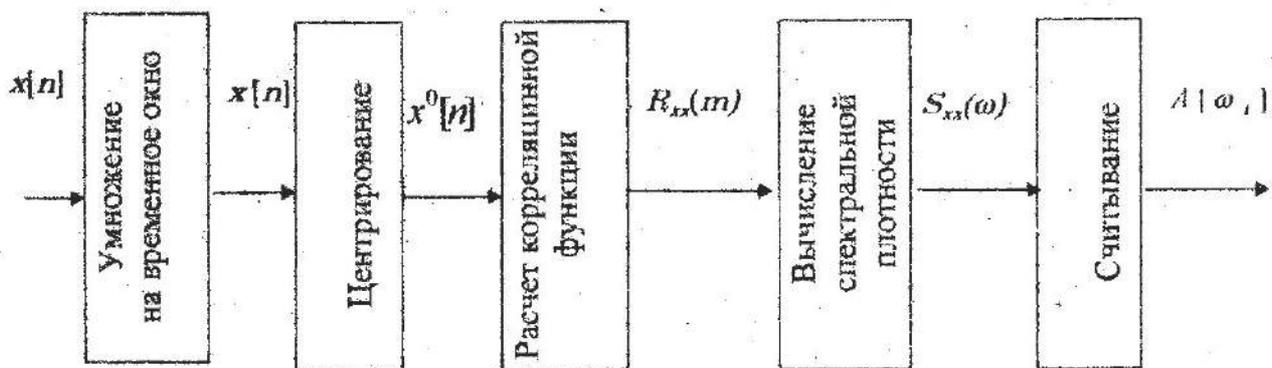


Рис. 2 Блок-схема операций фильтрации

операция предназначена для ликвидации явления Гиббса путем умножения входной дискретной последовательности $x[n]$ на временное окно Хэмминга. Для приближения исследуемого вибропроцесса к стационарному виду применено его центрирование. Эта операция может быть выполнена при помощи низкочастотного фильтра с минимальной продолжительностью импульсной характеристики [5]. Корреляционная функция $R_{xx}(m)$ вычисляется для выделения из случайного центрированного вибропроцесса $x[n]$ неслучайного периодического сигнала, несущего информацию о техническом состоянии привода. Переход к спектральной плотности $S_{xx}(\omega)$ информационного сигнала основан на преобразовании Фурье. Завершается цифровая фильтрация

считыванием отдельных ординат $A[\omega_i]$ спектральной плотности на информационных частотах ω_i .

Технической базой для реализации цифрового варианта устройства ТД служит управляющая вычислительная машина (УВМ). Одна структура программного обеспечения цифровой фильтрации вместе с процедурой разделения времени может обслуживать несколько входных сигналов. Причем, настройка цифрового фильтра изменяется простым считыванием из памяти УВМ нового множества коэффициентов фильтрации.

Промышленные испытания разработанного устройства ТД показали большую вероятность ($P=0,88...0,914$) обнаружения дефектов в техническом состоянии привода горных машин при высокой надежности функционирования субблоков и устройства в целом.

Заключение

ТД является эффективным средством повышения надежности горных машин. Экономическая целесообразность применения ТД обусловлена двумя обстоятельствами. Во-первых, существенно снижаются дополнительные издержки на поддержание оборудования в работоспособном состоянии. Как известно, текущие и капитальные ремонты осуществляются за счет средств амортизационных отчислений (8,1...15,2 %) с отнесением затрат на себестоимость продукции. Во-вторых, при уменьшении времени простоев оборудования из-за поломок увеличивается соответственно производительности объем выпускаемой продукции и снижаются удельные затраты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. - М.: Машиностроение, 1971. - 230 с.
2. Бацлашвили Т.Д., Красников Ю.Д., Ямщиков В.С. Безразборная акустическая диагностика горных машин // Техническая диагностика и ремонт оборудования в горнохимической промышленности. - М., 1973. - Вып. 27. - С. 4-8.

3. Смирнов В.В. Математическая модель колебаний в приводе технологического оборудования для задач технической диагностики и автоматического управления // Геотехническая механика. - Днепропетровск, 1997. - Вып. 3. - С. 136-140.

4. Марюта А.Н., Смирнов В.В. Аналоговый и цифровой варианты системы оптимизации привода измельчительного оборудования // Тез. докл. респ. науч.-техн. конф. "Автоматический контроль и управление при обогащении и металлургии цветных металлов. - Ташкент, 1980. - С. 81-82.

3. Цирлин А.М. Синтез фильтра с конечной памятью и минимальной шириной спектра // Автоматика и телемеханика. - 1965. - № 8. - С. 29-41.

УДК 621.929.7:62-82

В.П. Штепа, Д.А. Кучерявец, Р.В. Кондратюк

УСТАНОВЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ

Запропоновані конструктивні рішення та аналітичні залежності для визначення раціональних параметрів гідровібровозбудувача шестеренного типу конусної дробарки. Іл.2. Бібліогр.:4 назв.

Вибрационные воздействия широко используются при всевозможных рабочих процессах. Для создания требуемых колебаний рабочего органа применяют вибраторы различного принципа действия, включая и гидравлические [1]. Однако наличие сложных по конструкции технических решений ограничивают эффективность их использования. Эти недостатки исключает конструкция гидровибровозбудителя, основанного на синтезе шестеренного насоса и регулируемого дросселя, которая была предложена в гидровиброприводе конусной дробилки [2]. Однако в данном техническом решении отсутствуют теоретические проработки направленные на оптимизацию основных параметров гидровибровозбудителя. Поэтому цель данной работы представить аналитические зависимости для определения рациональных параметров этой конструкции.